

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 07-180514

(43)Date of publication of application : 18.07.1995

(51)Int.Cl.

F01L 13/00

F01L 1/34

(21)Application number : 05-325686

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 24.12.1993

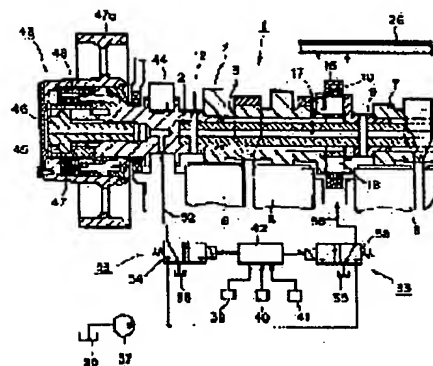
(72)Inventor : NAKAMURA MAKOTO

## (54) VARIABLE VALVE GEAR FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

## (57)Abstract:

**PURPOSE:** To increase the fuel consumption at low load and output at high load by properly setting the valve timing of an intake valve according to the operating conditions of an engine.

**CONSTITUTION:** A variable valve gear comprises a first variable valve gear mechanism 1 formed by connecting a drive shaft 2 to a camshaft 3 through a swingable annular disk 10 and a second variable valve gear mechanism 43 which generates phase difference between a drive shaft 2 and the crankshaft by the relative rotation of an inner cylinder 45 and an outer cylinder 47. These variable valve gear mechanisms 1 and 43 are controlled through a controller 42. Also the operating angle of an intake valve is changed over successively from large operating angle to small one by the first variable valve gear mechanism 1, whereas the operating center angle of the intake valve is adjusted by the second variable valve gear mechanism 43. Then the controller 42 judges the operating conditions of an engine, operates the variable valve gear mechanisms 1 and 43 according to its operating conditions, and set a specified valve timing.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 22.12.1997

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3094762

[Date of registration] 04.08.2000

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-180514

(43) 公開日 平成7年(1995)7月18日

(51) Int. Cl. <sup>6</sup>

F01L 13/00

1/34

識別記号

301

A

庁内整理番号

C 6965-3G

F 1

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数6 OL (全12頁)

(21) 出願番号 特願平5-325686

(22) 出願日 平成5年(1993)12月24日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 中村 信

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産

自動車株式会社内

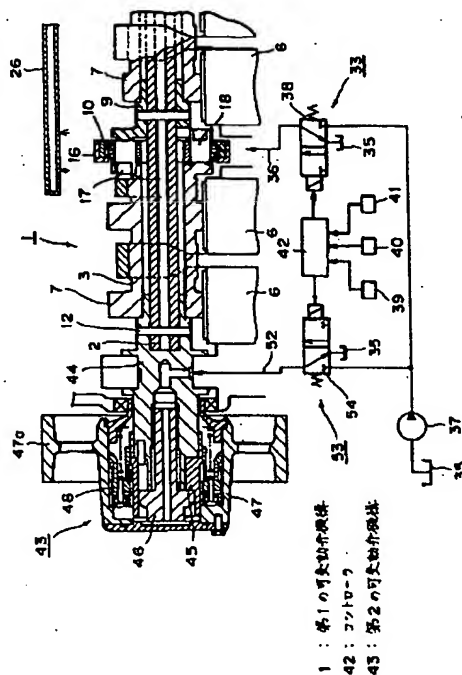
(74) 代理人 弁理士 志賀 富士弥 (外2名)

(54) 【発明の名称】 内燃機関の可変動弁装置

(57) 【要約】

【目的】 機関の運転運転状態に応じて吸気弁のバルブタイミングを適宜設定することにより、低負荷時の燃費向上と高負荷時の出力向上を図る。

【構成】 可変動弁装置は、駆動軸2とカムシャフト3とを揺動可能な環状ディスク10を介して連結してなる第1の可変動弁機構1と、内筒45と外筒47との相対回転により駆動軸2とクランクシャフトとの間に位相差を発生させる第2の可変動弁機構43とから構成され、各可変動弁機構1、43はコントローラ42を介して制御される。第1の可変動弁機構1によって吸気弁の作動角が大作動角から小作動角まで略連続的に切り換えられる一方、第2の可変動弁機構43によって吸気弁の作動中心角が調整される。そして、コントローラ42は、機関の運転状態を判断し、この運転状態に応じて各可変動弁機構1、43を作動させ、所定のバルブタイミングを設定する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 機関の回転に同期して回転する駆動軸と、この駆動軸と同軸上に配設され、かつ吸排気弁を駆動するカムを外周に有するカムシャフトと、このカムシャフトの端部に設けられ、かつ半径方向に沿って係合溝が形成された一方のフランジ部と、この一方のフランジ部に対向するように前記駆動軸側に設けられ、かつ半径方向に沿って係合溝が形成された他方のフランジ部と、前記両フランジ部の間に揺動自在に配設された環状ディスクと、この環状ディスクの両側部に互いに反対方向に突設されて、前記両フランジ部の各係合溝内に夫々係合するピンと、前記環状ディスクを機関運転状態に応じて揺動させる駆動機構とを備えた第1の可変動弁機構と、機関のクランクシャフトに対する前記駆動軸の位相角を変化させる第2の可変動弁機構と、を備えて構成された内燃機関の可変動弁装置。

【請求項2】 機関が低負荷領域にあるときは前記第1の可変動弁機構を介して吸気弁の作動角を大きくするとともに、前記第2の可変動弁機構を介して吸気弁の開閉時期を遅らせる第1の制御と、機関が低回転高負荷領域にあるときは前記第1の可変動弁機構を介して吸気弁の作動角を小さくし、かつ吸気弁の開時期を進ませるとともに、前記第2の可変動弁機構を介して吸気弁の開閉時期を遅らせる第2の制御と、機関が高回転高負荷領域にあるときは前記第1の可変動弁機構を介して吸気弁の作動角を大きくするとともに、前記第2の可変動弁機構を介して吸気弁の開閉時期を進ませる第3の制御と、を行う制御手段を備えたことを特徴とする請求項1に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項3】 前記制御手段は、機関が前記低負荷領域と前記低回転高負荷領域との間の中間領域にあるときに、吸気弁の作動角を前記第1の可変動弁機構を介して低負荷領域での作動角と低回転高負荷領域での作動角との中間の大きさにする第4の制御を行うことを特徴とする請求項2に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項4】 前記制御手段は、機関が前記低負荷領域と前記高回転高負荷領域との中間領域にあるときに、吸気弁の開閉時期を前記第2の可変動弁機構を介して低負荷領域での開閉時期と高回転高負荷領域での開閉時期との中間の位相にする第5の制御を行うことを特徴とする請求項2に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項5】 前記制御手段は、機関の運転条件が前記低負荷領域と前記低回転高負荷領域との間を移動する際に、吸気弁の作動角を前記第1の可変動弁機構を介して低負荷領域での作動角と低回転高負荷領域での作動角との間で略連続的に変化させるように構成したことを特徴とする請求項2に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項6】 前記制御手段は、機関の運転条件が前記低負荷領域と前記高回転高負荷領域との間を移動する際

に、吸気弁の開閉時期を前記第2の可変動弁機構を介して低負荷領域での開閉時期と高回転高負荷領域での開閉時期との間で略連続的に変化させるように構成したことを特徴とする請求項2に記載の内燃機関の可変動弁装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 この発明は、内燃機関の運転状態に応じて吸気弁・排気弁の開閉時期や作動角を可変に制御する可変動弁装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 吸気弁・排気弁の開閉時期や作動角を可変に制御する内燃機関の可変動弁装置は、従来から種々の形式のものが提供されているが、その一つとして例えば特公平5-43847号に記載されているものがある。この公報記載の可変動弁装置は、作動角およびリフト量の大きい高速カムと作動角およびリフト量の小さい低速カムとを選択的に切り替える開閉作動特性変更機構と、クランクシャフトとカムとの位相角を変化させる位相調整機構との2つの可変動弁機構から構成されている。

【0003】 ここで、内燃機関には、低負荷領域での燃費の向上と、高負荷領域での出力の向上という要求があるが、この相反する要求を満たすためには、吸気弁の開閉時期を以下のように調整すればよいことが知られている。

【0004】 まず、低負荷領域では、吸気弁の開時期を遅らせて排気弁とのバルブオーバーラップをなくし、燃焼室内に残留する排気ガス（燃焼ガス）の量を低減することにより燃費を向上できる。また、吸気弁の開時期を圧縮行程の中頃まで遅らせることにより、ポンピングロスを低減し、燃費を向上できる。

【0005】 次に、低回転高負荷領域では、吸気弁の開時期を進ませて適度なオーバーラップを確保し、排気効率を高めることにより出力向上を図ることができる。また、吸気弁の開時期を進ませることによって低回転での充填効率が高まり、出力を向上することができる。

【0006】 さらに、高回転高負荷領域では、吸気弁の開時期を進ませてオーバーラップを大きくし、排気効率を高めることにより出力向上を図ることができる。また、吸気弁の開時期を遅らせることによって高回転での充填効率が高まり、出力を向上することができる。

【0007】 さて、前記公報に記載された従来の装置によって、上述した各運転領域に最適な吸気弁の開閉時期特性を得るには、図14に示す如く、運転条件に応じてバルブタイミングを切り替えればよい。

【0008】 すなわち、低負荷領域にあるときは、開閉作動特性変更機構によって作動角の大きい高速カムを選択するとともに、位相調整機構によって開閉時期の全体を遅らせることにより、実線で示すバルブタイミングI

に設定する。これにより、開時期が遅れてバルブオーバーラップが小さくなる一方、閉時期が遅れてポンピングロスが低減する。

【0009】また、低回転高負荷領域にあるときは、開閉作動特性変更機構によって作動角の小さい低速カムを選択するとともに、位相調整機構によって開閉時期の全体を進ませることにより、一点鎖線で示すバルブタイミング $I_1$ に設定する。これにより、開時期が早まって適度なバルブオーバーラップを得ることができる一方、閉時期が早まって充填効率が高まる。

【0010】さらに、高回転高負荷領域にあるときは、開閉作動特性変更機構により作動角の大きい高速カムを選択するとともに、位相調整機構によって開閉時期の全体を進ませることにより、点線で示すバルブタイミング $I_2$ に設定すればよい。これにより、開時期が大幅に早まってオーバーラップが増大する一方、閉時期が遅れて充填効率が向上する。

【0011】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来の装置では、開閉作動特性変更機構と位相調整機構とを用いることにより、運転条件に応じて吸気弁のバルブタイミングを適宜切り替えることができるものの、実際の運転条件の変動に速やかに対応するのが困難であり、運転性の低下等を招くおそれがある。

【0012】すなわち、通常の運転状態としては、例えば定常運転状態からアクセルを踏み込んだ場合等、低負荷領域から低回転高負荷領域あるいは低負荷領域から高回転高負荷領域に運転条件が移行する場合が多い。

【0013】ここで、図14に示す如く、低負荷領域から高回転高負荷領域に移行する場合には、位相調整機構のみを作動させて吸気弁の開閉時期を進ませることにより、低負荷時のバルブタイミング $I_1$ から高回転高負荷時のバルブタイミング $I_2$ に切り替えることができる。

【0014】しかし、運転条件が低負荷領域から低回転高負荷領域に移行する場合には、開閉作動特性変更機構により作動角を小さくするとともに、位相調整機構により開閉時期を進ませなければ、低負荷時のバルブタイミング $I_1$ から低回転高負荷時のバルブタイミング $I_2$ に切り替えることができない。

【0015】すなわち、この場合には、両機構の作動を必要とするため、位相調整機構を最初に作動させてバルブタイミングを $I_1$ に移し、その後開閉作動特性変更機構を作動させてバルブタイミング $I_2$ に到達するか、あるいはこれとは逆に、最初に開閉作動特性変更機構を作動させて図14中に二点鎖線で示す中間のバルブタイミング $I_3$ に移し、その後位相調整機構を作動させてバルブタイミング $I_2$ に達するかしなければならない。

【0016】従って、かかる2段階の調整を行う過程で、必然的に吸気弁のバルブタイミングが好ましいタイミングからずれてしまい、この間、運転性能が悪化する

可能性がある。

【0017】また、両機構を同時に作動させようとしても、両機構の作動速度を一致させるのは事実上困難である。さらに、仮に同時作動が実現したとしても、両機構にそれぞれ所定の作動油圧を同時に供給しなければならないため、オイルポンプの容量を大きくする必要を生じ、コスト増大等を招来する。

【0018】

【課題を解決するための手段】そこで、本発明は、駆動軸とカムシャフトとの間に回転位相差を与える第1の可変動弁機構と、クランクシャフトに対する駆動軸の位相角を変化させる第2の可変動弁機構とを用いることにより、機関の運転状態に応じたバルブタイミングを容易に実現し、運転性の向上等を図ることとした。すなわち、本発明に係る内燃機関の可変動弁装置は、機関の回転に同期して回転する駆動軸と、この駆動軸と同軸上に配設され、かつ吸排気弁を駆動するカムを外周に有するカムシャフトと、このカムシャフトの端部に設けられ、かつ半径方向に沿って係合溝が形成された一方のフランジ部と、この一方のフランジ部に対向するように前記駆動軸側に設けられ、かつ半径方向に沿って係合溝が形成された他方のフランジ部と、前記両フランジ部の間に揺動自在に配設された環状ディスクと、この環状ディスクの両側部に互いに反対方向に突設されて、前記両フランジ部の各係合溝内に夫々係合するピンと、前記環状ディスクを機関運転状態に応じて揺動させる駆動機構とを備えた第1の可変動弁機構と、機関のクランクシャフトに対する前記駆動軸の位相角を変化させる第2の可変動弁機構とを備えて構成されている。

【0019】また、請求項2の構成では、請求項1の構成において、機関が低負荷領域にあるときは前記第1の可変動弁機構を介して吸気弁の作動角を大きくするとともに、前記第2の可変動弁機構を介して吸気弁の開閉時期を遅らせる第1の制御と、機関が低回転高負荷領域にあるときは前記第1の可変動弁機構を介して吸気弁の作動角を小さくし、かつ吸気弁の開時期を進ませるとともに、前記第2の可変動弁機構を介して吸気弁の開閉時期を遅らせる第2の制御と、機関が高回転高負荷領域にあるときは前記第1の可変動弁機構を介して吸気弁の作動角を大きくするとともに、前記第2の可変動弁機構を介して吸気弁の開閉時期を進ませる第3の制御と、を行う制御手段を備えたことを特徴としている。

【0020】さらに、請求項3の構成では、請求項2の構成に加えて、前記制御手段は、機関が前記低負荷領域と前記低回転高負荷領域との間の中間領域にあるときに、吸気弁の作動角を前記第1の可変動弁機構を介して低負荷領域での作動角と低回転高負荷領域での作動角との中間の大きさにする第4の制御を行うことを特徴としている。

【0021】また、請求項4の構成では、請求項2の構

成に加えて、前記制御手段は、機関が前記低負荷領域と前記高回転高負荷領域との中間領域にあるときに、吸気弁の開閉時期を前記第2の可変動弁機構を介して低負荷領域での開閉時期と高回転高負荷領域での開閉時期との中間の位相にする第5の制御を行うことを特徴としている。

【0022】さらに、請求項5の構成では、請求項2の構成において、前記制御手段は、機関の運転条件が前記低負荷領域と前記低回転高負荷領域との間を移動する際に、吸気弁の作動角を前記第1の可変動弁機構を介して低負荷領域での作動角と低回転高負荷領域での作動角との間で略連続的に変化させるように構成したことを特徴としている。

【0023】また、請求項6の構成では、請求項2の構成において、前記制御手段は、機関の運転条件が前記低負荷領域と前記高回転高負荷領域との間を移動する際に、吸気弁の開閉時期を前記第2の可変動弁機構を介して低負荷領域での開閉時期と高回転高負荷領域での開閉時期との間で略連続的に変化させるように構成したことを特徴としている。

【0024】

【作用】第1の可変動弁機構の現状ディスクの中心が駆動軸の中心と合致している制御状態では、カムシャフトは駆動軸に同期して等速で、すなわち位相差なしで回転するため、カムのプロファイルに沿って吸排気弁が開閉する。これに対し、駆動機構によって現状ディスクが一方へ揺動した状態では、現状ディスクの中心が駆動軸の中心から偏心するため、駆動軸とカムシャフトとが不等速で運動するようになり、回転中に位相差を生じる結果、カムのプロファイルを位相差により遅進させたような特性でもって吸排気弁が開閉する。一方、第2の可変動弁機構は、機関のクランクシャフトに対する駆動軸の位相角を変化させることができる。

【0025】従って、これら第1の可変動弁機構と第2の可変動弁機構とにより、作動角と開閉時期とを適宜調整することができ、機関の運転状態に応じた種々のバルブタイミングを実現することが可能となる。これに加えて、前記現状ディスクと駆動軸との偏心量および前記クランクシャフトと駆動軸との位相角変化量を連続的に変化させることにより、一のバルブタイミングから他のバルブタイミングに変更する際に、このタイミングを連続的に変化させることも可能となる。

【0026】また、請求項2の構成によれば、吸気弁の作動角を大きくするとともに開閉時期を遅らせる第1の制御によってオーバーラップを小さくしつつ閉時期を遅らせることができ、吸気弁の開時期を進めつつ作動角を小さくするとともに開閉時期を遅らせる第2の制御によって適度のオーバーラップを形成しつつ第1の制御よりも閉時期を早めることができ、吸気弁の作動角を大きくするとともに開閉時期を進ませる第3の制御によって大きな

オーバーラップを形成しつつ閉時期を比較的遅らせることができる。また、機関が低負荷領域と低回転高負荷領域との間を移行する場合には、作動角と開閉時期の双方を同時に調整する第1の可変動弁機構のみを作動させることによって、それぞれの領域に適したバルブタイミングを得ることができる。

【0027】さらに、請求項3の構成によれば、機関が低負荷領域と低回転高負荷領域との間を移行する際に、吸気弁の作動角が中間の値を経るため、移行時のトルクショックを低減することができる。

【0028】また、請求項4の構成によれば、機関が低負荷領域と高回転高負荷領域との間を移行する際に、吸気弁の開閉時期が中間の位相を経るため、移行時のトルクショックを低減することができる。

【0029】さらに、請求項5の構成によれば、機関が低負荷領域と低回転高負荷領域との間を移行する際に、吸気弁の作動角を略連続的に変化させるため、移行時のトルクショックを低減することができる。

【0030】また、請求項6の構成によれば、機関が低負荷領域と高回転高負荷領域との間を移行する際に、吸気弁の開閉時期を略連続的に変化させるため、移行時のトルクショックを低減することができる。

【0031】

【実施例】以下、本発明に係る内燃機関の可変動弁装置の実施例を図1～図13に基づいて説明する。

【0032】まず、図1は第1の実施例の全体構成を示す構成説明図であって、この可変動弁装置は、後述する第1の可変動弁機構1と第2の可変動弁機構43とを主体として構成され、これら各可変動弁機構1、43へ供給される作動油圧はコントローラ42によって制御されている。

【0033】初めに、第1の可変動弁機構1について図2の拡大断面図を参照しつつ説明すると、機関の前後方向に延設された中空状の駆動軸2にはクランクシャフトからスプロケット（いずれも図示せず）を介して回転力が伝達され、その外周には各気筒毎に分割されたカムシャフト3が一定の隙間を介して駆動軸2の中心Xと同軸に配設されている。

【0034】また、カムシャフト3は、図示せぬシリンダヘッド上端部のカム軸受に回転自在に支持されていると共に、図3、図4に示す如く、外周の所定位置に、吸気弁4をバルブスプリング5のばね力に抗してバルブリフター6により開作動させる複数のカム7…が一体に設けられている。

【0035】さらに、カムシャフト3は、上述したように複数個に分割形成されているが、その一方の分割端部に、フランジ部8が設けられている。また、この複数に分割されたカムシャフト3の端部間に、それぞれスリーブ9と現状ディスク10が配置されている。前記フランジ部8は、図5にも示す如く、中空部から半径方向に沿

った細長い矩形状の係合溝11が形成されていると共に、環状ディスク10の一方の表面に摺接するフランジ面8aを有している。

【0036】前記スリーブ9は、小径な一端部がカムシャフト3の他方の分割端部内に回転自在に挿入されている共に、駆動軸2の外周に嵌合しており、かつ直径方向に貫通した連結ピン12を介して該駆動軸2に連結固定されている。また、スリーブ9の他端部に設けられたフランジ部13は、カムシャフト3側のフランジ部8と対向して位置し、かつ図6にも示す如く、半径方向に沿った細長い矩形状の係合溝14が形成されていると共に、外周面に環状ディスク10の他方の表面に摺接するフランジ面9aを有している。前記係合溝14は、カムシャフト3側フランジ部8の係合溝11と180°異なる反対側に配置されている。

【0037】前記環状ディスク10は、略ドーナツ板状を呈し、内径がカムシャフト3の内径と略同径に形成され、駆動軸2の外周面との間に環状の隙間部Sが形成されていると共に、小巾の外周部10aが環状のベアリングメタル15を介して制御環16の内周面に回転自在に保持されている。また、互いに180°異なる直径線上の対向位置にそれぞれ保持孔10b、10cが貫通して形成されており、該各保持孔10b、10cには、各係合溝11、14に係合する一対のピン17、18が嵌合配置されている。

【0038】これら各ピン17、18は、互いにカムシャフト3の軸方向へ逆向きに突出しており、円筒面からなる基部が保持孔10b、10c内に回転自在に嵌合支持されていると共に、環状ディスク10の表面から突出する先端部には、図5及び図6に示す如く、各係合溝11、14の対向内面11a、11b、14a、14bと当接する2面巾状の平面部17a、17b、18a、18bがそれぞれ形成されている。

【0039】また、各ピン17、18の軸方向への位置決めは、突出方向については、ピン17、18の円筒面と前記平面部17a、17b、18a、18bとの間に生じる段部17c、18cとフランジ面8a、9aとの当接により、また後退方向については、前記保持孔10b、10cを貫通したピン17、18の基端面17d、18dとフランジ面9a、9aとの当接により、それぞれ行われる。

【0040】前記制御環16は、略円環状をなすとともに、図3に示す如く、外周の一部にボス部16aを有し、該ボス部16aを貫通した揺動軸19を支点として、駆動軸2の軸方向と直交する面に沿って上下に揺動自在に構成されている。またボス部16aと反対側の外周面にはレバー部16bが半径方向に沿って突設されており、このレバー部16bを後述の駆動機構28が操作することにより制御環16の揺動位置が制御されるようになっている。

【0041】また、前記揺動軸19内部には、図3及び図7に示す如く、機関のオイルギャリから潤滑油が圧送される潤滑油通路20が設けられており、ここから給油孔21、22、23を介してベアリングメタル15と環状ディスク10との摺動面を潤滑している。環状ディスク10の外周面には、前記給油孔22と連通する油溝24が形成されており、環状ディスク10の全周に潤滑油が行きわたるようになっている。また、この油溝24からは、図2に示す如く、各ピン17、18の保持孔10b、10cへ向けて給油孔25が形成されている。これらの潤滑機構により、環状ディスク10と制御環16との間、および環状ディスク10とピン17、18との間が強制潤滑される。

【0042】また、図2に示す如く、駆動軸2およびカムシャフト3の上方に、その軸方向に沿って、給油パイプ26が配置されており、この給油パイプ26に、各フランジ部8、13と環状ディスク10との境界付近に向けてそれぞれ給油孔27が開口形成されている。この給油パイプ26には、やはり機関潤滑油が圧送されるようになっており、給油孔27から供給される潤滑油によって各ピン17、18と係合溝11、14との間が潤滑される。

【0043】制御環16を揺動させる駆動機構28は、図3に示す如く、シリンダヘッドの所定部位に互いに対向して形成された第1、第2シリンダ29、30と、各シリンダ29、30内に出没自在に嵌合した油圧ピストン31及びリテーナ32と、図1に示す如く、前記第1シリンダ29内に画成される油圧室29aに油圧を給排して油圧ピストン31を進退させる油圧回路33とを備えている。前記油圧ピストン31及びリテーナ32は、互いに対向し、かつ両者の先端の間で、前記レバー部16bの円弧状先端部を上下方向から挟持するようになっている。

【0044】ここで、前記第2シリンダ30内に設けられたリテーナ32は、略有底円筒状に形成され、第2シリンダ30内に配設されたコイルスプリング34のばね力で突出方向に付勢されている。また、前記油圧ピストン31は、第1シリンダ29の底面に当接することにより後退位置が規制されるようになっており、該底面に当接した最大後退位置において、環状ディスク10の回転中心Yと駆動軸2の中心Xとが同心状態となるように設定されている。

【0045】前記油圧回路33は、一端部が機関のオイルパン35内に、他端部が油圧室29aにそれぞれ連通した油通路36と、該油通路36のオイルパン35側に設けられたオイルポンプ37と、該オイルポンプ37の下流側に設けられた3ポート2位置型の電磁弁38とから主として構成されている。なお、この油圧回路33は、一般に機関潤滑システムを利用して構成され、オイルポンプ37等を機関潤滑システムと共用したものとなる。

【0046】また、39は機関のクランク角を検出するクランク角センサ、40は吸入空気量を検出するエアフローメータ、41は機関の冷却水温を検出する水温センサをそれぞれ示し、これら各センサ39、40、41はコントローラ42に接続されている。

【0047】機関を集中制御する制御手段としてのコントローラ42は、マイクロコンピュータシステムとして構成され、後述の如く、各センサ39、40、41からの検出信号に基づいて機関の運転状態を判別し、この運転状態に応じて前記電磁弁38及び後述する他の電磁弁54に制御信号を出力し、これらを切り換えるようになっている。

【0048】ここで、このコントローラ42は、各電磁弁38、54を切り換える際に、その中間段階でデューティ制御を行うようになっている。すなわち、例えばON信号からOFF信号に切り換える場合には、出力100%の状態から所定の短時間内に徐々にON時間の比率を下げていき、これとは逆に、OFF信号からON信号に切り換える場合には、出力0%の状態から所定の短時間内に徐々にON時間の比率を上げていく。これにより、各電磁弁38、54を介して供給される作動油の圧力は階段状に、略連続的に変化するようにになっている。

【0049】次に、図8に基づき第2的可変動弁機構43について説明する。

【0050】まず、図8は第2的可変動弁機構43の詳細を拡大して示す断面図であって、この第1的可変動弁機構43は、後述のスリーブ44、内筒45、外筒47、ピストン48等から構成されている。

【0051】すなわち、スリーブ44は、カムシャフト3の前端に回動可能に挿入され、駆動軸2に連結ピン12を介して固定されている。このスリーブ44の前端には、内筒45が取付ボルト46を介して固着され、この内筒45の外周側にはカムプリー47aが一体的に形成されたカップ状の外筒47が例えば約10°程度相対回轉可能に嵌合されている。

【0052】また、内筒45と外筒47との間にはリング状のピストン48が設けられ、このピストン48はヘリカル状の螺旋を介して内筒45の外周面と外筒47の外周面とにそれぞれ噛合している。

【0053】さらに、ピストン48は、リターンスプリング49により前方に向けて常時付勢されており、このばね力に対抗すべく、ピストン48の前面と外筒47の蓋部裏面との間には油圧室50が画成されている。そして、この油圧室50は、取付ボルト46内の油通路51とスリーブ44内まで形成された油通路52を介して図1に示す如く、第2的可変動弁機構43用の油圧回路53中の電磁弁54に接続されている。そして、この油圧回路53は、コントローラ42の制御信号に応じて第2的可変動弁機構43に作動油圧を供給するようになっている。

【0054】次に、第1的可変動弁機構1の作用について図9を参照しつつ説明する。

【0055】まず、コントローラ42から電磁弁38にOFF信号を出力すると、この電磁弁38を介して油通路36とオイルパン35とが接続される。このため、油圧室29a内の油圧が解放され、油圧ピストン31がバルブスプリング5及びコイルスプリング34のばね力で第1シリンダ29の底面に当接する最大後退位置まで後退する。

【0056】従って、制御環16つまり環状ディスク10の回轉中心Yと駆動軸2の中心Xが合致する。つまり図3中に実線で示すような状態となる。この場合は、環状ディスク10と駆動軸2との間に回轉位相差が生じず、また、カムシャフト3の中心と環状ディスク10の中心Yも合致するため、両者3、10間の回轉位相差も生じない。

【0057】そのため、駆動軸2、環状ディスク10およびカムシャフト3の3者は、ピン17、18を介して等速で同期回轉する。この結果、図9(A)中の実線に示すようなカムプロフィールに沿ったバルブリフト特性が得られる。また、このときには、ピン17、18と係合溝11、14との間で実質的に滑りが生じない。

【0058】一方、コントローラ42から電磁弁38にON信号を出力すると、電磁弁38が切り換わり、オイルポンプ37からの作動油が油通路36を介して油圧室29aに供給され、油圧室29aの内圧が上昇する。

【0059】この圧力上昇に伴い、油圧ピストン31が図3中の一点鎖線で示す如く、コイルスプリング34のばね力に抗してレバー部16bを所定位置まで押し上げるため、制御環16が駆動軸19を支点として上方へ揺動し、環状ディスク10の中心Yが図3中のY'として示すように駆動軸2の中心Xから偏心する。

【0060】この状態では、スリーブ9の係合溝14とピン18との摺動位置、ならびに、カムシャフト3の係合溝11とピン17との摺動位置が、いずれも駆動軸2の1回轉毎に移動し、環状ディスク10の角速度が変化する不等速回轉になる。

【0061】特に、一方の係止溝14とピン18の摺動位置が駆動軸2の中心Xに接近する角度領域では、他方の係止溝11とピン17の摺動位置が中心Xから離れる関係になる。この場合は、環状ディスク10は、駆動軸2に対して角速度が小さくなり、さらに環状ディスク10に対しカムシャフト3の角速度も小さくなる。したがって、カムシャフト3の角速度は、駆動軸2に対して2重に減速された状態になる。

【0062】逆に、一方の係止溝14とピン18の摺動位置が駆動軸2の中心Xから離れる角度領域では、他方の係止溝11とピン17の摺動位置が中心Xに接近する関係になる。この場合は、環状ディスク10は、駆動軸2に対して角速度が大きくなり、さらに環状ディスク



10に対しカムシャフト3の角速度も大きくなる。したがって、カムシャフト3の角速度は、駆動軸2に対して2重に増速された状態になる。

【0063】これにより、図9(B)中に一点鎖線で示す如く、駆動軸2とカムシャフト3との間で比較的大きな位相差が与えられる。また、回転位相差の最大、最小点の途中に同位相点(P点)が存在する。なお、図9

(B)の特性図では、カムシャフト3が相対的に進む方向の位相差を正に、相対的に遅れる方向の位相差を負にしてある。

【0064】そして、カムシャフト3が相対的に遅れ側となる領域に位置する吸気弁4の開弁時期は、前記位相差に伴って遅れることになる。逆に、カムシャフト3が相対的に進み側となる領域に位置する吸気弁4の開弁時期は、位相差に伴って進むことになる。従って、図9

(A)中に一点鎖線で示すようなバルブリフト特性が得られ、その作動角は小さくなる。

【0065】ここで、図9に示す如く、上述した同軸時のリフト開始点 $Q_1$ は、同位相点Pの直後となるように設定されている。これにより、偏心時のリフト開始点 $Q_2$ は同軸時のリフト開始点 $Q_1$ よりも回転位相差 $\delta_1$ だけ早くなる一方、偏心時のリフト終点 $R_1$ は同軸時のリフト終点 $R_1$ よりも回転位相差 $\delta_1$ だけ早くなっている。

【0066】次に、第2的可変動弁機構43の作用について説明する。

【0067】まず、コントローラ42が他の電磁弁54にOFF信号を出力すると、油圧室50とオイルパン35とが接続される。これにより、油圧室50内の圧力が解放され、ピストン48が軸方向に移動しないため、内筒45と外筒47とは相対回転せず、駆動軸2の位相角とクランクシャフトの位相角とが一致する。ここで、駆動軸2とクランクシャフトとの間に位相差が生じない場合に、吸気弁4の開閉時期が全体として遅れるように設定されている。

【0068】一方、コントローラ42から電磁弁54にON信号を出力すると、該電磁弁54が切り換わり、オイルポンプ37からの作動油が油通路52等を介して油圧室50内に供給される。これにより、ピストン48が軸方向に移動し、この軸方向の運動が内筒45と外筒47との相対回転運動に変換される。このため、駆動軸2とクランクシャフトとの位相角に差異が生じ、図11中の実線波形と点線波形に示す如く、吸気弁4の作動中心角自体が移動し、開時期と閉時期とが共に早まったり遅くなったりする。

【0069】次に、可変動弁装置全体の作用について図10及び図11を参照しつつ詳細に説明する。

【0070】まず、コントローラ42は、図10に示すような動作切替マップを有し、このマップに基づいて吸気弁4のバルブタイミングが制御される。この動作切替マップは、低負荷領域A、低回転高負荷領域B、高回転

高負荷領域Cの3つの領域に分かれている。

【0071】そして、コントローラ42は、各センサ39、40、41の検出信号に基づいて機関の回転数、トルクを検出し、機関の運転状態が各領域A、B、Cのうちいずれの領域にあるかを判断した後、各領域A、B、Cに応じて各電磁弁38、54に制御信号を出力し、各可変動弁機構1、43を作動させる。

【0072】まず、機関が低負荷領域Aにある場合には、コントローラ42は、電磁弁38にOFF信号を出力し、環状ディスク10の中心Yと駆動軸2の中心Xとを一致せしめ、回転位相差を零とし、吸気弁4の作動角を同軸時の大作動角 $\alpha$ に設定する。一方、コントローラ42は、他の電磁弁54にもOFF信号を出力して、駆動軸2とクランクシャフトとの間の位相差が生じないようにして作動中心角を遅れ側に設定し、これにより、図11中の実線波形に示す如く低負荷時のバルブタイミングaを得る。従って、吸気弁4の開時期と閉時期とが共に大きく遅れ、オーバーラップが小さいか、あるいは発生しなくなる。

【0073】次に、機関の負荷が上昇して低回転高負荷領域Bに入った場合には、コントローラ42は、第2的可変動弁機構43を低負荷領域Aの場合に保持したまま、電磁弁38にのみON信号を出力して制御環16を揺動せしめ、環状ディスク10を駆動軸2に対して偏心させ、吸気弁4の作動角を偏心時の小作動角 $\beta$ に切り換える。これにより、吸気弁4の作動角が狭まりつつ開時期及び閉時期が共に早まり、図11中の一点鎖線波形に示す如く、低回転高負荷時のバルブタイミングbを得る。従って、オーバーラップが適度に生じる一方、閉時期が大きく早まる。ここで、上述のように、第1的可変動弁機構1によって作動角を大作動角 $\alpha$ から小作動角 $\beta$ に切り換える際には、デューティ制御が行われるため、吸気弁4の作動角は実質連続的に切り換えられる。

【0074】さらに、機関が高回転高負荷領域Cに入った場合は、コントローラ42は、他の電磁弁54にON信号を出力して駆動軸2とクランクシャフトとの間に位相差を発生させ、吸気弁4の作動中心角を早める。一方、コントローラ42は、第1的可変動弁機構1の電磁弁38にOFF信号を出力し、環状ディスク10と駆動軸2との関係を同軸に戻し、作動角を大作動角 $\alpha$ に切り換える。これにより、開時期が大きく早まる一方、閉時期が低負荷時と低回転高負荷時との略中間に位置するようになり、図11中の点線波形に示す如く、高回転高負荷時のバルブタイミングcを得る。ここで、上述のように、作動角、作動中心角を切り換える際には、デューティ制御が行われるため、これら作動角、作動中心角は、ミクロ的には階段状に、マクロ的には滑らかに連続的に変化していく。

【0075】以上の結果をまとめると、下記表1のようになる。



【0076】

【表1】

運転領域	可変動弁 機構 1 (作動角)	可変動弁 機構 4 3 (中心角)	バルブタイミング		
			閉時期	開時期	オーバ ラップ
低負荷 (領域 A)	大	遅	遅	遅	小
低回転高負荷 (領域 B)	小	遅	早	中	中
高回転高負荷 (領域 C)	大	進	中	早	大

【0077】このように本実施例によれば、駆動軸 2 とカムシャフト 3 とを揺動可能な環状ディスク 10 で連結してなる第 1 の可変動弁機構 1 と、内筒 4 5 と外筒 4 7 との相対回転によって駆動軸 2 とクランクシャフトとの位相角を変化させる第 2 の可変動弁機構 4 3 とから可変動弁装置を構成したため、各可変動弁機構 1, 4 3 に供給する作動油を制御することにより、第 1 の可変動弁機構 1 によって吸気弁 4 の作動角及び開閉時期を変化させることができ、第 2 の可変動弁機構 4 3 によって吸気弁 4 の作動中心角を変化させることができる。この結果、機関の運転状態に応じた種々のバルブタイミングを容易に得ることができる。

【0078】また、前記表 1 及び図 11 に示す如く、機関の運転状態に応じて各可変動弁機構 1, 4 3 を作動させ、低負荷時のバルブタイミング a, 低回転高負荷時のバルブタイミング b, 高回転高負荷時のバルブタイミング c を得る構成としたため、低負荷時では燃費を向上させることができ、高負荷時には出力を増大させることができる。

【0079】すなわち、低負荷領域 A では、吸気弁 4 の閉時期が上死点 (TDC) と下死点 (BDC) との中頃まで大きく遅れるため、一度燃焼室内に吸い込まれた混合気が再度吸気管内に戻されて吸入量が低下し、ポンピングロスが大幅に低減して燃費が向上する。一方、吸気弁 4 の開時期が遅くなってバルブオーバーラップが小さいか、あるいは生じないため、燃焼室内の残留ガスを少なくして燃焼状態を安定化することができ、これにより、燃費が向上する。

【0080】また、低回転高負荷領域 B では、吸気弁 4 の開時期が低負荷時よりも早まって適度なオーバーラップが生じ、排気効率が上がって出力が増大する。一方、吸気弁 4 の閉時期が大幅に早まるため、低回転での混合気充填効率が高まり、これによっても出力が増大する。

【0081】さらに、高回転高負荷領域 C では、吸気弁 4 の閉時期が比較的遅くなるため、高回転時の充填効率が高まる一方、吸気弁 4 の開時期が大幅に早まってバル

ブオーバーラップが増大するため、排気効率も高まる。従って、この場合には、出力が向上する。

【0082】一方、本実施例では、環状ディスク 10 の揺動方向とカム 7 との位置関係等の調整によって、作動角と開閉時期の双方を調整可能な第 1 の可変動弁機構 1 を用いる構成のため、この第 1 の可変動弁機構 1 のみを作動させることにより、低回転時のバルブタイミング a と低回転高負荷時のバルブタイミング b とを速やかに切り換えることができる。

【0083】すなわち、図 9 (A) に示す如く、第 1 の可変動弁機構 1 によって作動角が小作動角  $\beta$  になった場合に、そのリフト開始点  $Q_1$  が同軸時 (大作動角  $\alpha$  時) のリフト開始点  $Q_2$  よりも早くなるように設定されているため、単一の可変動弁機構 1 の操作によって、吸気弁 4 の閉時期を大きく早めると共に開時期をも比較的早めることができる。

【0084】従って、実際の運転状態において頻繁に切り換わる低負荷領域 A と低回転高負荷領域 B との間で、バルブタイミング a, b を安定して速やかに切り換えることができ、オイルポンプ 3 7 の容量を過大に大きくする必要がなく、燃費が一層向上する。これに対し、従来技術で述べた公報記載の装置によれば、高速カムと低速カムとの 2 種類を選択可能であるものの、作動角及びリフト量のみしか調整できず、開閉時期の調整が本質的に不可能であるため、カムの切替のみで低負荷領域 A と低回転高負荷領域 B との間の移行を行うことができず、クランクシャフトと駆動軸 2 の位相角調整をも必要とする。ところが、本実施例では、第 1 の可変動弁機構 1 のみ作動させればよいので、その構成が簡素であり、安定したバルブタイミング制御を行うことができる。

【0085】なお、低負荷領域 A と高回転高負荷領域 C との間を移行する場合は、表 1 に示す如く、第 2 の可変動弁機構 4 3 によって吸気弁 4 の作動中心角のみを調整すれば足りるため、上記同様の効果、すなわち、所定のバルブタイミングを安定して確実に得ることができる。

【0086】また、本実施例では、各可変動弁機構 1,

43を切り換える際に、デューティ制御を行って略滑らかに作動油の圧力を変化させる構成としたため、バルブタイミングを切り換える際のトルクショックを大幅に低減することができ、運転性を向上することができる。

【0087】次に、図12に基づいて本発明の第2の実施例を説明する。なお、本実施例では、上述した第1の実施例と同一の構成要素に同一の符号を付し、その説明を省略するものとする。

【0088】すなわち、図12は本実施例による動作切換マップであって、低負荷領域Aと低回転高負荷領域Bとの間には第1の中間領域Dが配置され、低負荷領域Aと高回転高負荷領域Cとの間には第2の中間領域Eが配置されている。

【0089】そして、この第1の中間領域Dでは、第1の可変動弁機構1の電磁弁38に対する移行時のデューティ制御のON時間比率を、0~100%の間の任意の値である中間値 $M_1$ %（但し、下限の0%、上限の100%は除き、例えば20~80%程度の範囲で、好ましくは40~60%程度の範囲で設定される）とすることにより、低負荷時の大作動角 $\alpha$ と低回転高負荷時の小作動角 $\beta$ との間の中間作動角 $\gamma$ （図示せず）を発生させ、両領域A、B間を段階的に移行させるようになっている。

【0090】一方、前記第2の中間領域Eでは、第2の可変動弁機構43の電磁弁54に対する移行時のデューティ制御のON時間比率を、0~100%の間の任意の値である中間値の $M_2$ %（但し、前記 $M_1$ と同様に、例えば20~80%程度の範囲で、好ましくは40~60%程度の範囲で設定される）とすることにより、低負荷時の遅い作動中心角と高回転高負荷時の速い作動中心角との間の中間作動中心角を発生させ、両領域A、C間を段階的に移行させるようになっている。

【0091】このように構成される本実施例でも、上述した第1の実施例とほぼ同様の効果を得ることができる。これに加えて、特に、本実施例では、バルブタイミングを切り換える際に、デューティ制御を3段階で行う構成のため、厳密には移行時の滑らかさにやや欠けるものの、実際上の不具合はなく、却って、基本的効果を維持しつつ制御を一層簡素化することができる。

【0092】次に、図13は本発明の第3の実施例を示している。なお、本実施例では、前記第1の実施例で述べた構成要素と同一の構成要素には同一の符号を付し、その説明を省略するものとする。

【0093】すなわち、本実施例は、カム7のプロファイルに対するピン17、18の位相を第1の実施例に比べて180°異ならせたものであり、これにより、環状ディスク10が駆動軸2に対し偏心状態にあるときに作動角が広がるように構成されている。なお、カム7とピン17、18との位相関係を変えずに、偏心方向を逆方向としても、同様に作動角が広がるようになる。そして、

この実施例では、同軸時（小作動角 $\beta$ 時）のリフト開始点 $Q_1$ を、駆動軸2に対するカムシャフト3の位相差が正から負に変わるときの同位相点Pの直後に設定している。

【0094】このように構成される本実施例でも上述した第1の実施例とほぼ同一の効果を得ることができる。

【0095】なお、前記各実施例では、吸気弁4の駆動にのみ適用する場合を例示したが、本発明はこれに限らず、排気弁にも適用することができる。

【0096】また、前記各実施例では、各電磁弁38、54へ印加する電圧をデューティ制御することにより、作動油圧を略連続的に、あるいは中間値 $M_1$ 、 $M_2$ を得るものとして述べたが、これに替えて、例えば油圧回路中に可変絞りを設ける等の他の手段を用いてもよい。

【0097】

【発明の効果】以上の説明で明らかなように、この発明に係る内燃機関の可変動弁装置によれば、駆動軸とカムシャフトとを揺動可能な環状ディスクで連結してなる第1の可変動弁機構と、駆動軸とクランクシャフトとの位相角を変化させる第2の可変動弁機構とから可変動弁装置を構成したため、各可変動弁機構に供給する作動油を制御することにより、機関の運転状態に応じた種々のバルブタイミングを容易に得ることができる。

【0098】また、請求項2の構成によれば、機関の運転状態に応じたバルブタイミングを設定することができ、低負荷状態では燃費を向上でき、高負荷状態では出力を向上することができる。さらに、低負荷領域と低回転高負荷領域との間を移行する場合には、作動角と開閉時期の双方を同時に調整しうる第1の可変動弁機構のみを作動させれば良いため、安定して速やかにバルブタイミングを設定することができる。

【0099】さらに、請求項3~請求項6の構成によれば、移行時のトルクショックを低減することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施例に係る内燃機関の可変動弁装置の全体構成を示す構成説明図。

【図2】第1の可変動弁機構の要部を示す一部破断図。

【図3】図2中のA-A線に沿った断面図。

【図4】第1の可変動弁装置の要部を示す平面図。

【図5】図4中のB-B線に沿った断面図。

【図6】図4中のC-C線に沿った断面図。

【図7】図3中のD-D線に沿った断面図。

【図8】第2の可変動弁機構の要部を示す断面図。

【図9】駆動軸とカムシャフトとの回転位相差特性及びバルブリフト特性を対比して示す特性図。

【図10】機関の運転状態に応じて制御動作を切り換えるためのマップを示す説明図。

【図11】機関の運転状態に応じた吸気弁のバルブタイミングと排気弁のバルブタイミングとの関係を示す特性図。

【図 12】 本発明の第 2 の実施例に係る動作切換マップを示す説明図。

【図 13】 本発明の第 3 の実施例に係る駆動軸とカムシャフトとの回転位相差及びバルブリフト特性を対比して示す特性図。

【図 14】 従来技術による排気弁と吸気弁のバルブタイミングを示す特性図。

【符号の説明】

1…第 1 の可変動弁装置

2…駆動軸

3…カムシャフト

4…吸気弁

8, 13…フランジ部

10…環状ディスク

11, 14…係合溝

17, 18…ピン

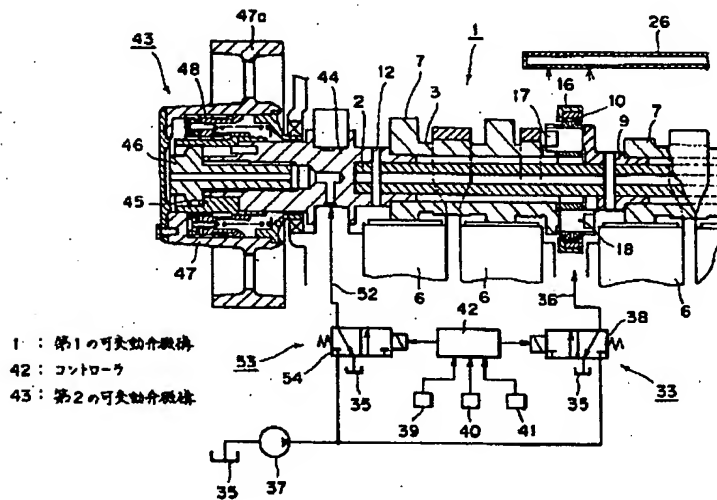
28…駆動機構

42…コントローラ

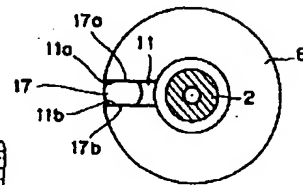
43…第 2 の可変動弁機構

10

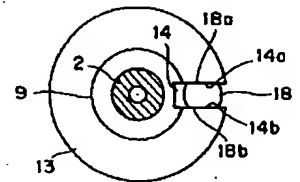
【図 1】



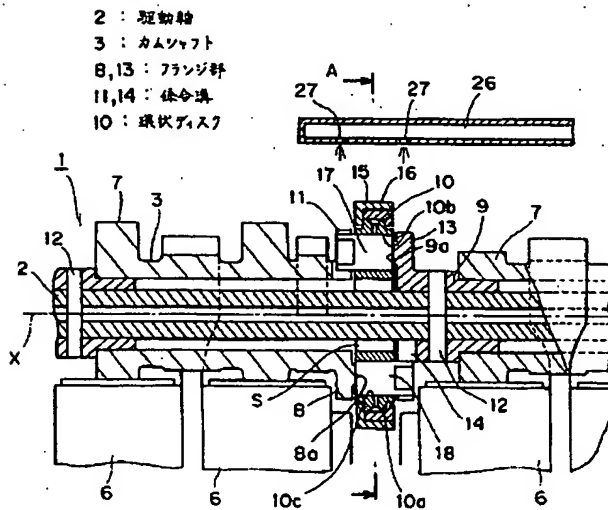
【図 5】



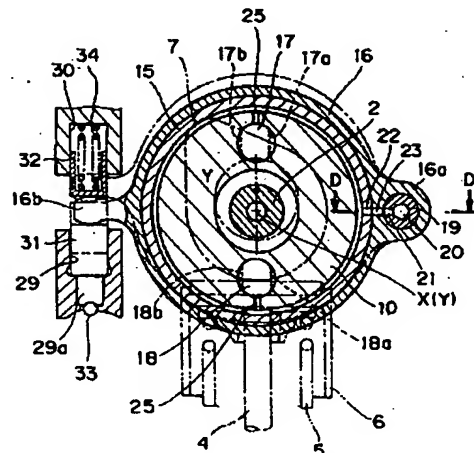
【図 6】



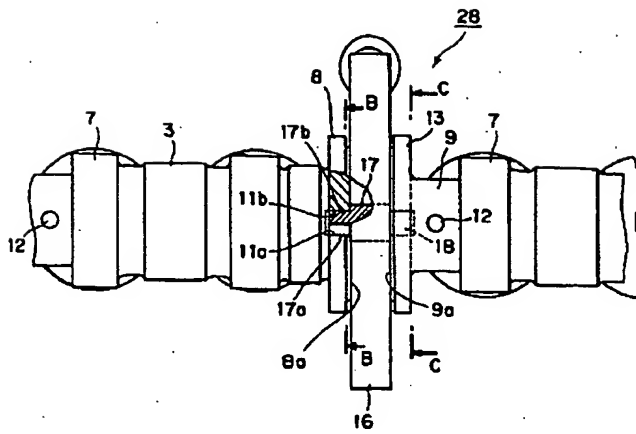
【図 2】



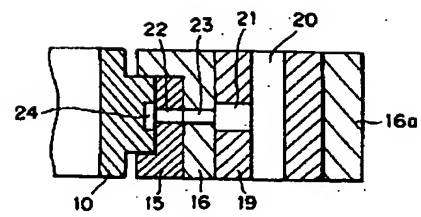
【図 3】



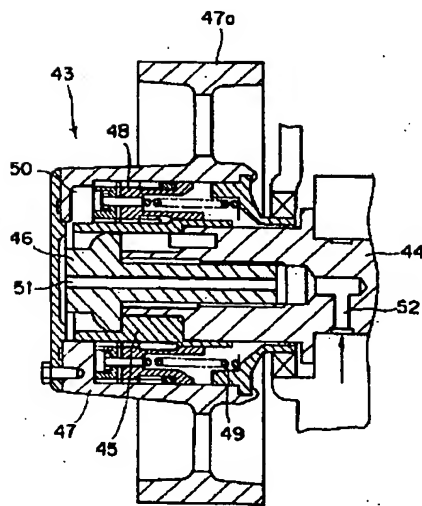
【図4】



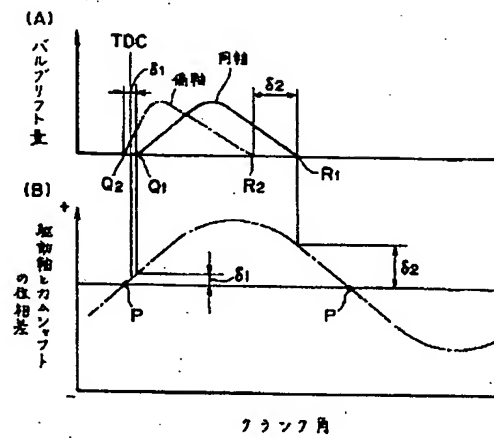
【図7】



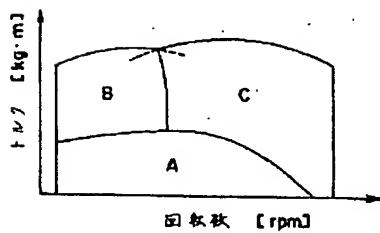
【図8】



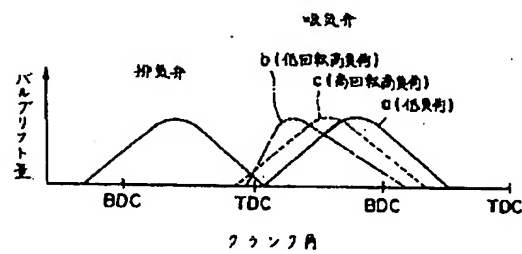
【図9】



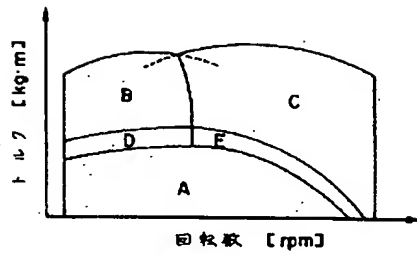
【図10】



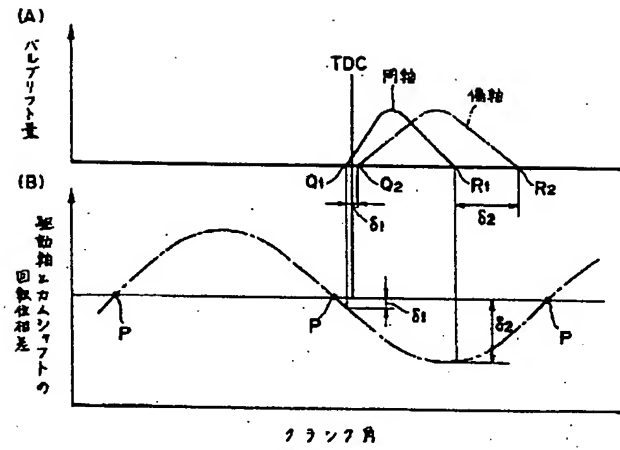
【図11】



【図 12】



【図 13】



【図 14】

